

## ⑭ 公開特許公報 (A) 平3-258656

⑮ Int.Cl. 5

B 61 F 5/38  
3/02

識別記号

府内整理番号

B 7140-3D  
7140-3D

⑯ 公開 平成3年(1991)11月18日

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全9頁)

⑭ 発明の名称 鉄道車両用二軸台車

⑭ 特願 平2-52753

⑭ 出願 平2(1990)3月6日

⑮ 発明者 須田 義大 東京都大田区田園調布2丁目33番4号  
⑮ 出願人 須田 義大 東京都大田区田園調布2丁目33番4号

## 明細書

(d) 発生する減衰力の大きさは切換えられる。

## 1. 発明の名称

鉄道車両用二軸台車

## 2. 特許請求の範囲

(1) 走行状態で、次の二条件を満たす二軸台車。

(i) 進行方向に対して、前軸の前後方向軸箱支持剛性が、後軸の前後方向軸箱支持剛性よりも小さい。すなわち、前輪軸と台車枠の相対ヨーイング変位に対して作用する弾性力が後輪軸のそれよりも小さい。

(ii) 前輪軸と台車枠の相対ヨーイング速度に対して作用する減衰力作用要素をもつ。

(2) 請求項(1)を満たす台車で、次の二条件を満たす減衰力作用要素を軸箱と台車枠間に取り付けた二軸台車。

(i) 軸箱と台車枠の前後方向の相対速度に対して減衰力を発生する。

(3) 走行状態において、次の三条件を満たす二軸台車。

(i) 進行方向に対して、前軸は従来の台車と同様左右の車輪が一体となって回転する。

(ii) 進行方向に対して、後軸は左右の車輪が独立に回転する。

(iii) 前後の輪軸の相対左右変位および相対左右速度に対して作用する等価せん断剛性および等価せん断減衰要素が、前後の輪軸の中心からずれた位置に存在し、前後輪軸の相対左右変位および相対左右速度により前後の輪軸に対してヨーイングモーメントを発生する。

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

本発明は鉄道車両用の走行装置である台車に関するものである。台車に求められる機能は、車両の支持、駆動、誘導の3つであるが、そのうち誘

導機能の性能を飛躍的に向上させる台車の考案である。すなわち、曲線旋回時の自己操舵性能と高速走行安定性を両立させる台車である。本発明による台車は、高速での蛇行動安定性を保ちながら、曲線旋回時に輪軸を曲線半径方向への自己操舵性能を飛躍的に向上させることができる。

(従来の技術)

従来の鉄道車両用二輪台車では、左右の車輪が剛に結合され、左右の車輪の回転速度が等しくなる輪軸を用いており、これら2つの輪軸の支持装置は前後対称となっている。すなわち、輪箱支持剛性、減衰力作用要素、輪軸どうしを結合するリンク機構、台車枠と輪軸を結合するリンク機構などは前後対称である。

(発明が解決しようとする問題点)

この従来の方式の台車では、台車の誘導機能に関する以下の欠点がある。すなわち、曲線旋回時の自己操舵性能は十分でなく、曲線半径が小さい

- 3 -

られている。よって、輪軸単体が曲線に沿って旋回するときには、曲線外側に輪軸が変位することにより、左右の車輪の回転速度は等しくても、車輪の回転半径が外軌側車輪の方が大きくなり、車輪はすべることなく転がることができる。これが輪軸の自己操舵機能の原理である。さらにこの機能は、直線走行時においても、軌道不整等による外乱が作用したときに、輪軸の運動を元の運動に戻すための復元作用をも生じさせる。

しかし、このような輪軸単体での自己操舵機能および復元作用は、蛇行動を発生させ、台車の運動を不安定にする原因となる。そのため、台車枠と輪軸の間に相対ヨーイング運動を弾性的に拘束する輪箱支持剛性で結合する。

(蛇行動発生機構)

蛇行動を引起こすレールから輪軸に作用する力は、車輪の進行方向に対するヨーイング角によって決る横クリープ力、車輪とレール間の進行方向のすべりに依存する縦クリープ力である。前者は輪軸がヨーイングすなわち操舵すると進行左右方

- 5 -

と輪軸の操舵は十分に行なわれず大きな横圧の発生を引起こす。さらに、フランジ接触を起こしやすく、フランジ摩耗や騒音の原因となる。一方、この曲線旋回時の自己操舵性能を向上させようとすると、自動振動の一環である蛇行動が発生する臨界速度が低下し、高速時の安定性が低下してしまう。

本発明の目的は上記の欠点を解決し、実用上十分な高速時の蛇行動安定性を保ちながら、曲線旋回時の自己操舵機能を飛躍的に向上させることである。

そこで先ず、従来の台車で曲線旋回時の自己操舵機能がどのように行われるか、蛇行動がどのように発生し、従来はいかに防止しているのかを説明する。そして、従来の蛇行動防止方法は、曲線旋回時の自己操舵性能を低下させることを説明する。

(従来台車の自己操舵機能)

左右の車輪は剛に結合されており、車輪のレールとの接触面、すなわち車輪踏面には勾配が付け

- 4 -

向に発生する力である。後者は左右の車輪の回転速度が等しいために、輪軸が左右方向に変位すると、左右車輪の回転半径の差によりすべりが生じるために発生する左右の車輪で逆向きの進行方向力であり、この力は輪軸をヨーイングさせるモーメントを発生する。

(従来台車の蛇行動防止方法)

従来の台車では蛇行動を防止するために、これらのクリープ力と釣りあうように、輪箱に作用する輪箱支持剛性による弾性力、および減衰力作用要素による減衰力を作用させる。しかし、縦クリープ力と横クリープ力のうち、輪軸の左右速度、ヨーイング速度に依存する力は走行速度にほぼ反比例するため、速度が高くなると、速度に依存する輪軸の蛇行動を減衰させる作用は小さくなってしまう。減衰力の減少は自動振動を引起こし、台車の運動が不安定となる蛇行動が発生する。この蛇行動が発生して輪軸の運動が不安定になる臨界の速度を臨界速度と呼び、実用上、この臨界速度は運転速度よりも大きくする必要がある。このた

- 6 -

めに從来用いられてる方法は、輪軸のヨーイング運動を拘束する前後方向軸箱支持剛性を大きくすることである。

(從来台車の蛇行動防止法が自己操舵機能を低下させる理由)

前後方向軸箱支持剛性が大きくなると、曲線での自己操舵性能は以下の説明のように低下する(図4(b)参照)。

(i) 先ず始めに、仮に前後の輪軸が曲線半径方向に完全に操舵した状態を考える。

(ii) 前輪軸と台車枠間に相対ヨーイング変位が生じるため、前輪軸には前後方向軸箱支持剛性より、操舵を妨げる方向のモーメントが発生する。後輪軸にも同様、逆回りのモーメントが作用する。これらは台車枠を通じた内力であるため、向きが反対で大きさは等しくなければならない。

(iii) これらのモーメントと釣りあうために、縦クリープ力が両輪軸に作用しなければならない。そのためには、前輪軸は外側に変位し、後輪軸は内側に変位する。よって、前後の輪軸は相対左右

変位を生じる。

(iv) 一方、(ii)のように、ヨーイングによる軸箱支持剛性によるヨーイングモーメントは前後輪で等しくなければならぬため、台車枠はヨーイングしない。

(v) よって、(ii)(iv)より、輪軸と台車枠間の相対左右変位が生じ、左右方向軸箱支持剛性より前輪軸は曲線内向きに、後輪軸は曲線外向きに左右方向の力を受ける。

(vi) この左右方向力は、車輪とレール間の左右方向力と釣りあわなければならぬ。この力は横クリープ力であり、輪軸の曲線半径方向の操舵状態から、操舵と逆向きの輪軸のヨーイング変位がなければ発生しない。

(vii) すなわち、前後方向軸箱支持剛性の存在により、輪軸を完全に操舵することはできない。図4(b)に、從来台車が曲線を旋回している状態の輪、台車枠の変位を示す。

曲線半径が小さく、前後方向軸箱支持剛性が大きいと、輪軸に作用するヨーモーメントは大きくなる。

- 7 -

- 8 -

なる。よって、前輪軸の外側への変位はさらに大きくなり、フランジ遊間が狭ければフランジが外軌に接触することになる。フランジ接触はフランジやレールの摩耗を導くだけでなく、騒音の原因ともなる。

(問題点を解決するための手段)

以上の欠点を解決したのが、本発明である。從来の台車において、蛇行動防止方法と曲線旋回時の自己操舵機能を低下させる原因の一つは、台車構成の前後対称性である。よって本発明の基本的な解決法は、台車の構成を前後非対称にすることである。

本発明では、請求項(1)および(3)の2通りの手段により問題を解決した。すなわち、請求項(1)では、図1に示すように、前軸の前後方向軸箱支持剛性を後軸のそれよりも小さくし、さらに前軸の速いヨーイング運動に抵抗力を発生する減衰力作用要素を取り付けた台車である。請求項(2)は、進行方向が前後に替わる場合に、請求項(1)を

満たす台車を具体的に実現する方法であり、図2のように減衰力を切換える減衰力作用要素を台車枠・軸箱間に前後方向に取り付けた台車である。請求項(3)は、図3のように、後軸のみに左右車輪が独立に回転できる車輪を用い、さらに前後軸の相対左右変位および速度に対する拘束を作成させる構成要素を、前後軸の中心点から前後にずらして非対称とした台車である。

(作用)

以下に、本発明による手法により、從来台車の問題点が解決できることを説明する。

(請求項(1)の台車の作用)

図4(a)に、請求項(1)の台車が曲線旋回している状態の輪軸、台車枠の変位を示す。上記の(從来台車の蛇行動防止法が自己操舵機能を低下させる理由)で示したように、從来台車において、前後方向軸箱支持剛性の存在が輪軸の自己操舵機能を妨げる要因は、(v)の軸箱に作用する左右方向力の存在である。よって、この左右方向軸箱支持

- 9 -

- 10 -

剛性による左右方向力が作用しないような台車構造とすれば良い。そのためには、台車枠が(ホ)の輪箱左右方向力がなるべく作用しないようにヨーイングすれば良い。すなわち、台車枠の左右方向輪箱支持剛性取り付け位置での左右変位が、前後輪の左右変位とほぼ等しいように台車枠がヨーイングすればよい。前輪は曲線外側に、後輪は曲線内側に変位するから、台車枠は左旋回ならば右向きにヨーイングすることになる。よって、前輪と台車枠との相対ヨーイング変位は、後輪と台車枠との相対ヨーイング変位よりも大きくなる。(ニ)のように、これらの相対ヨーイング変位によって生じる前後方向輪箱支持剛性によるヨーイングモーメントは等しくなければならない。そのためには、前後方向輪箱支持剛性の大きさが前後の輪輪で異なればこの条件が成立する。すなわち、前輪と台車枠間の前後方向輪箱支持剛性の大きさが後輪と台車枠間の前後方向輪箱支持剛性よりも小さければよい。以上が、請求項(1)の条件(イ)による作用の説明である。前輪輪の前後方向輪箱支持剛

- 11 -

曲線旋回における操舵によるヨーイングについては、ゆっくりした動きとなるため、大きな抵抗力とはならない。そして、ヨーイング速度がゼロの場合には抵抗力は発生しないため、定常的に曲線を旋回している状態では、自己操舵性能にはなんら影響を与えない。よって、従来台車では不可能であった、曲線旋回時の自己操舵をほぼ完全に行ななながら、かつ蛇行動安定性を十分確保することが可能となる。

#### (請求項(2)の台車の作用)

請求項(1)を満たす台車は、前後非対称となるため、双方向に走行する場合は、進行方向によって、前後方向輪箱支持剛性を切換え、さらに前後方向に作用する減衰力作用要素を付け替える必要が生じる。請求項(2)は、この操作を簡単に行なうことができる台車である。すなわち、図2のように減衰力が切換えられる減衰力作用要素を取り付けるだけで実現する。進行方向に対して後輪となる側の減衰力作用要素の減衰力が非常に大きくなるように切換える。減衰力が非常に大きい場合、

- 13 -

性を後輪輪のそれよりも適切に小さくすることにより、理想的には前後の輪輪は曲線半径方向に完全に自己操舵することができる。

しかし、この条件のみでは、前輪の前後方向輪箱支持剛性が小さくなり、前輪輪の蛇行動に対する安定性が低下してしまう。これを防止する手段が請求項(1)の条件(ロ)である。上記(蛇行動発生機構)で説明したように、蛇行動は輪輪の運動について、輪輪のヨーイング速度によって定まるクリープ力が、速度が高くなるにつれ小さくなることによって生じる。よって、この減衰力を補うように輪輪と台車枠間に作用する減衰力作用要素を設けて蛇行動を防止する。なお、従来台車では、減衰力作用要素は、台車枠と車体の間に左右動ダンバ、ヨーダンバとして用いられているが、この位置には減衰力作用要素は用いられていない。

この減衰力作用要素は速度が大きくなるほど大きな抵抗力を発生するため、蛇行動のような周波数の高い振動、すなわちヨーイング速度の大きい運動には大きな力が作用して効果を発揮するが、

- 12 -

輪輪と台車枠の相対変位は拘束され、両者は剛体のような運動をする。すなわち、後輪の前後方向輪箱支持剛性が等価的に大きくなつたことになる。前輪については、減衰作用を伴い後輪の前後方向輪箱支持剛性よりも小さな値を持つことになり、請求項(1)の条件を満たす台車となる。

#### (請求項(3)の台車の作用)

従来台車の蛇行動防止法が、輪輪の自己操舵機能を妨げるという問題点を解決する第二の手段が本発明である。すなわち、台車内の輪輪の支持構造の非対称化だけでなく、さらに蛇行動の安定化のために、後輪のみに左右車輪が独立に回転できる車輪を用いる前後非対称性を導入する。

この独立回転車輪を用いると、左右の車輪の回転速度が独立に取り得るため、車輪とレールのすべりが大幅に減少する。よって、蛇行動の原因となる車輪・レール間に作用する緩クリープ力が非常に小さくなり、臨界速度は向上し、走行安定性は向上する。しかし、同時に輪輪の自己操舵機能も失われる。

- 14 -

そこで請求項(3)は、独立回転車輪の持つ走行安定性向上の長所を生かし、台車の自己操舵機能を保つために、進行方向後輪のみに独立回転車輪を用い、前輪には自己操舵機能を持つ通常の輪軸を用いる考案である。

## (請求項(3)の非対称輪軸支持機構)

前輪の自己操舵機能を向上させるために、請求項(1)と同様、前輪の支持機構と後輪の支持機構を異なるものとし、非対称とする。ここでは、輪軸の前後および左右方向の運動を拘束する機構として、図5に示すように、台車枠と輪箱間に作用する前後方向輪箱支持剛性だけでなく、輪軸と台車枠間に作用するリンク機構、前後の輪軸を直接結合するリンク機構などについても考慮し、等価支持剛性で考える。

これらの図5のような各種の台車構造は、前後の輪軸の相対変位のみに着目すれば、図6のような等価曲げ剛性kbと等価せん断剛性kseに、等価的に置き換えて考えることができる。一般的な輪軸の運動を拘束するこの等価支持剛性で考えた場

- 15 -

$a_2$  (進行後側に回転中心がある場合は符号を負とする)、リンクの剛性を $k_0$ 、前後輪の前後方向輪箱支持剛性を $k_x$ とする。

$$\begin{aligned} a_s &= (a_1 + a_2)/2 \\ k_b &= k_x b x^2 \\ k_{se} &= k_0 k_x b x^2 / \\ &[(a + (a_1 - a_2)/2)^2 k_0 + k_x b x^2] \end{aligned}$$

(a) 図5(c)の台車：前後輪軸をリンクで結合した台車で、リンクの交点が中心からのずれてい る方式である。この前方へのずれを $a_{sc}$  (後方へのずれは負とする)、リンクの剛性を $k_s$ 、前後輪の前後方向輪箱支持剛性を $k_x$ とする。

$$\begin{aligned} a_s &= a_{sc} \\ k_b &= k_x b x^2 \\ k_{se} &= k_s \end{aligned}$$

なお、輪箱支持剛性およびリンク剛性はそれぞれ1輪軸当たりの剛性である。また、減衰力作用要素についても全く同様である。

## (実施例)

- 17 -

台の前後非対称性は、等価せん断剛性の作用点の前後輪の中心点からのずれで表すことができる。これを前後非対称指数と呼び $a_s$ で表す。この値は進行方向前側に移動した場合正の値を取るとする。図5のそれぞれの台車の場合、前後非対称指数、等価曲げ剛性および等価せん断剛性は次式で表される。

(i) 図5(a)の台車：従来の台車と同じ構成であるが、前後方向の輪箱支持剛性が前後で異なる台車であり、前輪の前後方向輪箱支持剛性を $k_{x1}$ 、後輪の前後方向輪箱支持剛性を $k_{x2}$ 、前後輪の左右方向輪箱支持剛性を $k_y$ とする。

$$\begin{aligned} a_s &= -a(k_{x1} - k_{x2})/(k_{x1} + k_{x2}) \\ k_b &= 2 k_{x1} k_{x2} b x^2 / (k_{x1} + k_{x2}) \\ k_{se} &= k_y (k_{x1} + k_{x2}) b x^2 / \\ &\{2 a^2 k_y + (k_{x1} + k_{x2}) b x^2\} \end{aligned}$$

(ii) 図5(b)の台車：輪軸と台車枠をリンクで結合した台車で、リンクによる輪軸のヨーイング回転中心と輪軸までの距離が前後輪で異なる方式である。前輪のこの距離を $a_1$ 、後輪のこの距離を

- 16 -

本発明の台車について、蛇行動に対する臨界速度、曲線旋回時の自己操舵性能を計算した結果を図7、8に示す。図7は、請求項(1)および(2)の台車の性能であり、図8は請求項(3)の台車の性能を示す。

図7(a)は請求項(1)および(2)の台車と、従来の台車の自己操舵性能の比較である。直線区間から84mの緩和曲線を経て曲率半径400m、カント量210mmの定常曲率の曲線区間を速度100km/hで走行した場合の輪軸の左右変位、ヨーイング変位を示す。左右変位は軌道中心からの内側変位を正とし、ヨーイング変位は、完全に輪軸が操舵して輪軸が曲率半径方向に操舵した状態からのヨーイング変位、すなわちアタックアングルで表し、曲線旋回と逆向きを正変位とした。すなわち、アタックアングルが零のとき、完全な操舵が行われている。従来台車(破線で示す)では、操舵が十分に行われていないばかりか、フランジ接触を起こす。一方、本発明による台車(実線で示す)では、ほぼ理想的に自己操舵が行われて

- 18 -

おり、フランジ接触も避けられる。

図7(b)は、請求項(1)および(2)の台車について、蛇行動が発生する臨界速度の計算結果である。横軸に1輪軸当たりの後軸の前後方向軸箱支持剛性の大きさ、縦軸に1輪軸当たりの前後軸の左右方向軸箱支持剛性の大きさを取り、臨界速度の等高線を実線で示す。破線は前後軸の前後方向軸箱支持剛性の比を示す。この計算例では、後軸の前後方向軸箱支持剛性を約 $10^6$ N/m以上、それに応じて前軸の前後方向軸箱支持剛性は後軸の0.2から0.4倍程度、左右方向軸箱支持剛性を $10^6$ N/m程度に選択すれば、速度288km/hまで蛇行動は発生せず、通常の鉄道において実用上問題はないことがわかる。

なお、ここで計算は線形運動方程式で表し、台車の諸定数は通常用いられている値とし、以下の値を用いた。

輪軸の質量: 1525kg、輪軸のヨーリング慣性モーメント: 461.3kgm<sup>2</sup>、軌間: 1067mm、軸箱取り付け距離:  $b_x=0.82$ m、軸距の半分:  $a=1.05$ m、車

- 19 -

図8は、請求項(3)の台車について、任意の曲率を持つ曲線軌道を旋回するとき、定常状態での自己操舵角が完全な操舵状態の80%満足される条件で、等価支持剛性を変えて蛇行動臨界速度を求めたものである。図8(a)は請求項(3)の条件(i)および(j)のように、後軸を独立回転車輪とした場合で、縦軸に等価せん断剛性、横軸に等価曲げ剛性をとて臨界速度の等高線を実線で示したものである。破線は前後非対称性指數 $as$ の値である。 $as$ が零の時は対称となり、一点傾線で示す。この計算例では、 $as$ をおよそ1から2mとする非対称性を導入すると、臨界速度が向上することがわかる。図8(b)は、前後軸とも通常の輪軸を用いた場合の計算結果である。図8の計算条件では、一般的に台車の蛇行動安定性を向上させる枕ばねや左右動ダンバ、ヨーダンバ装置などが装備されていない条件で、台車単体が走行する場合の計算結果である。このため、図8(b)で対称となる $as=0$ の一点傾線上で表される従来の台車では、蛇行動の臨界速度が非常に低い。しかし、請求項(3)の

輪回転半径:  $r=0.43$ m、車輪踏面勾配:  $\lambda=0.1$ 、縦クリープ係数:  $\kappa_1=5.6\times10^6$ N、横クリープ係数:  $\kappa_2=5.0\times10^6$ N、台車枠質量: 3400kg、台車枠のヨーリング慣性モーメント: 2877.8kgm<sup>2</sup>、枕ばね左右剛性:  $8.88\times10^5$ N/m、左右動ダンバの減衰係数: 10Ns/m、ヨーダンバの減衰係数:  $2\times10^5$ Ns<sup>2</sup>。

図7(a)についてはさらに、従来台車の1輪軸当たりの前後および左右方向軸箱支持剛性:  $k_x=10^7$ N/m  $k_y=5\times10^5$ N/m、請求項(1)および(2)の台車について、1輪軸当たりの左右方向軸箱支持剛性:  $k_y=5\times10^5$ N/m、1輪軸当たりの前軸の前後方向軸箱支持剛性:  $k_{x1}=1.43\times10^6$ N/m、同後軸の剛性:  $k_{x2}=10^7$ N/m、減衰力作用要素の1輪軸当たりの減衰係数:  $5\times10^4$ Ns/m、同取り付け距離: 0:82mを用いた。また、図7(b)で、前軸の前後方向軸箱支持剛性の値は、自己操舵性能が計算上最適となるように次式で定めた。この最適となる条件は、曲線の曲率半径には依存しない。

$$as = a b \lambda k_{x2} / (2 a \kappa_1 \lambda + k_{x2} b r)$$

$$k_{x1} = k_{x2} (a - as) / (a + as)$$

- 20 -

台車は、このように従来台車では実用が不可能な条件であり、かつ曲線旋回時の自己操舵性能が全く同じであるにもかかわらず、蛇行動の臨界速度を向上させ、実用上問題ない安定性を確保することができる。なお、図8(b)で $as$ が零でない状態は、請求項(1)の条件(i)のみを満たす台車であり、条件(j)を満たさないと、この計算例では安定性が確保できないことがわかる。請求項(3)の台車では、後軸のみ独立回転車輪を用いることにより、減衰力作用要素がなくても蛇行動の臨界速度の向上が図れることになる。また、本計算では、簡略化のため、台車枠の質量を無視し、その他の定数は図7の条件と同一である。

#### (発明の効果)

以上のように、本発明により、台車の蛇行動安定性を実用上十分保ちながら、曲線旋回時の自己操舵性能を飛躍的に向上させることができる。よって、車輪とレール間に作用するすべりを大幅に減少させることができるため、車輪踏面やレール

- 21 -

- 22 -

の摩耗を防止することができる。また、同時に車輪とレールの間に作用するクリープ力も減少するため、レールに作用する横圧を大幅に低下することができるとなり、軌道破壊の防止にも役立つ。さらに、フランジ接触も避けやすくなり、フランジやレールの摩耗の防止、フランジ接触による騒音の防止が可能となる。すなわち、実用上極めて有用な台車となる。

#### 4 図面の簡単な説明

第1図は本発明請求項(1)の実施例を示す台車の平面図。

第2図は請求項(2)を示す台車の改良部分の側面図。

第3図は請求項(3)を示す台車の平面図。

第4図は、曲線旋回時の輪軸の挙動について、従来台車と本発明請求項(1)および(3)の台車の比較を示す。

第5図は請求項(3)の実施例を示す台車の平面図。

第6図は請求項(3)における台車内の輪軸支持装

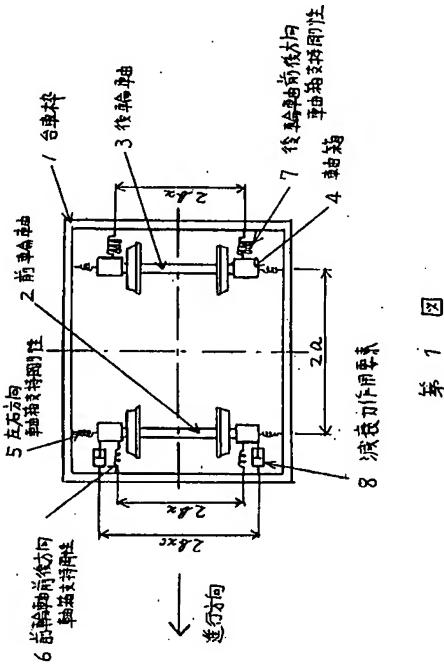
置の等価せん断剛性、等価曲げ剛性を示す図である。

第7図は請求項(1)および(2)の効果を示す計算結果である。

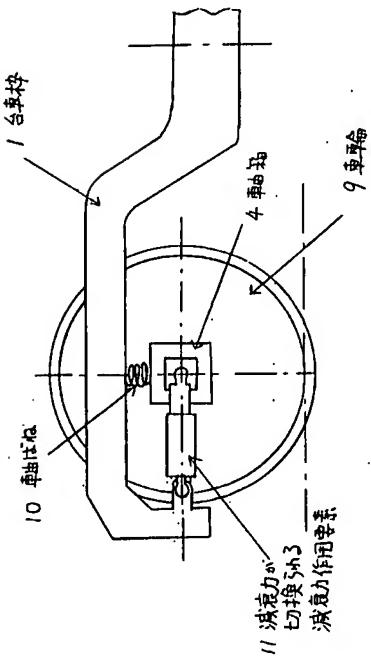
第8図は請求項(3)の効果を示す計算結果である。

1：台車枠、2：前輪軸、3：後輪軸、4：軸箱、5：左右方向輪軸支持剛性、6：前輪軸前後方向輪軸支持剛性、7：後輪軸前後方向輪軸支持剛性、8：減衰力作用要素、9：車輪、10：軸ばね、11：減衰力が切換えられる減衰力作用要素、12：独立回転車輪、13：等価せん断剛性、14：前後方向輪軸支持剛性、15：等価曲げ剛性、16：輪軸・台車枠間結合リンク、17：輪軸間結合リンク

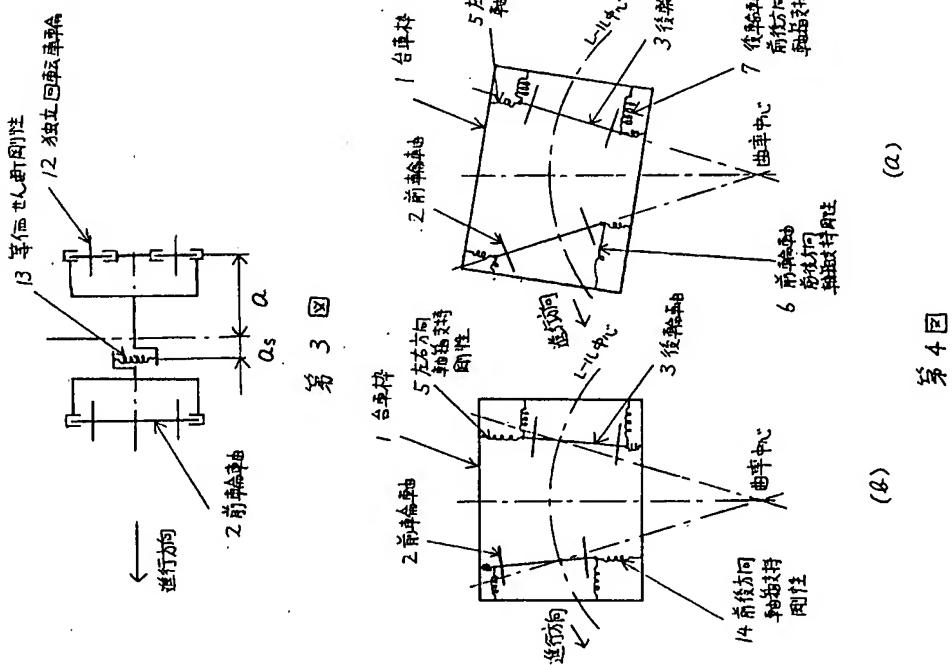
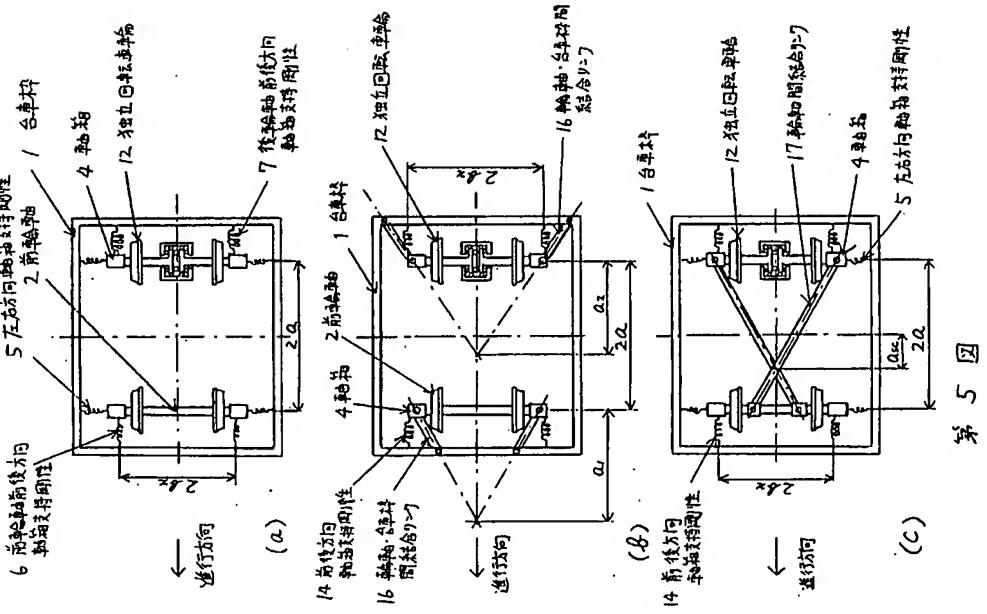
特許出願人 堀田義大



第1図

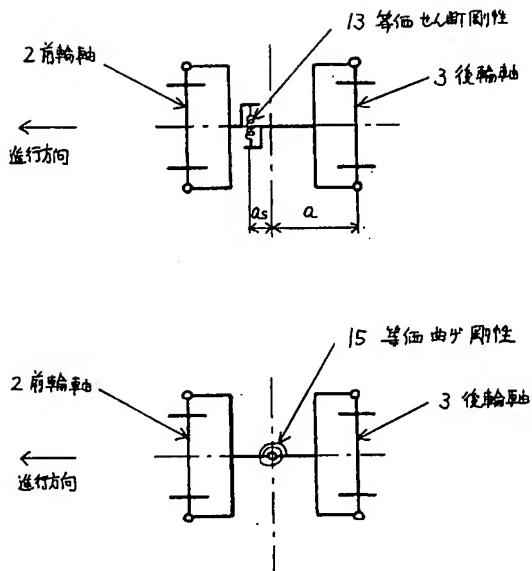


第2図



第3図

第4図



第 6 図

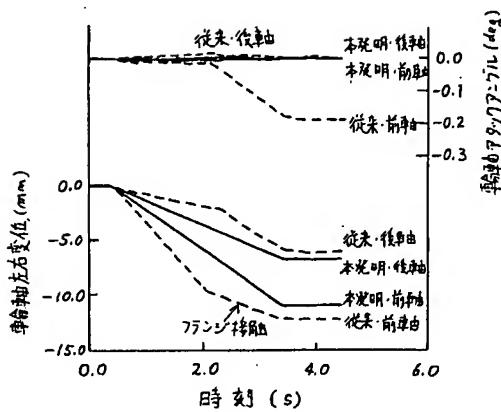


図 7 (a)

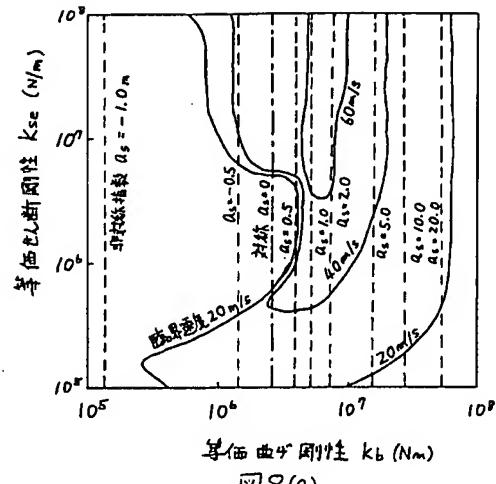


図 8 (a)

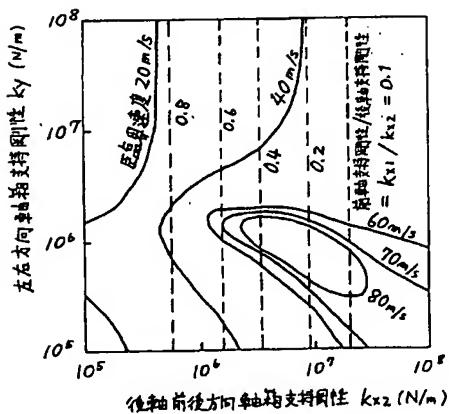


図 7 (b)

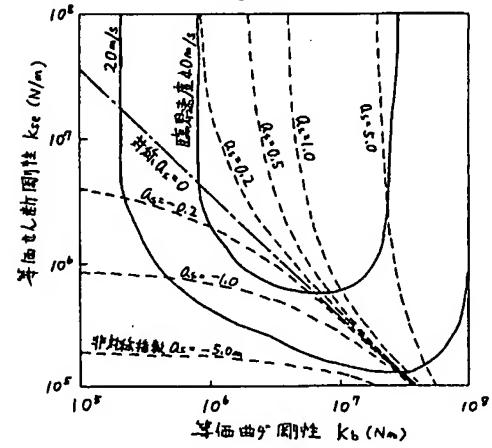


図 8 (b)

第 7 図